

VARIABLE SPEED CONTROLLER OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR VEHICLE

Publication number: JP2002181180 (A)

Publication date: 2002-06-26

Inventor(s): INOUE DAISUKE; SUGAYA MASAMI; YASUE HIDEKI; MORISAWA KUNIO; KONO KATSUMI; TAMURA TADASHI; HANEUCHI RYOJI; TANIGUCHI KOJI; MATSUO KENJI

Applicant(s): TOYOTA MOTOR CORP

Classification

- international: *F16H9/00; F16H61/02; F16H61/662; F16H61/682; F16H9/00; F16H61/02; F16H61/66; F16H61/68; (IPC1-7); F16H61/02; F16H9/00; F16H59/08; F16H59/14; F16H59/38; F16H59/70; F16H59/72; F16H63/06*

- European: F16H61/662H2

Application number: JP20000377367 20001212

Priority number(s): JP20000377367 20001212

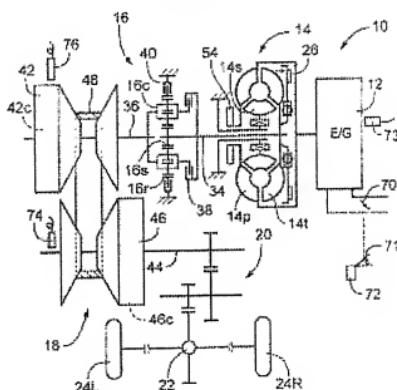
Abstract of JP 2002181180 (A)

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a variable speed controller of a continuously variable transmission for a vehicle capable of obtaining a ratio at the most speed reduced side prior to the re-starting, and preventing the abrasion of a frictional face of a rotating element. **SOLUTION:** Under a condition that a power transmitting condition determining means 94 determines that the motive power is not transmitted by a belt-type continuously variable transmission 18 in a state that a change gear ratio determining means 90 determines that the change gear ratio γ of the belt-type continuously variable transmission 18 is not the most speed reduced condition, and a rotation stopping condition determining means 92 determines that the rotation of variable pulleys 42, 46 of the belt-type continuously variable transmission 18 is stopped,; a variable speed ratio γ of a belt-type continuously variable transmission 18 is forcibly changed to a most speed reduced side by a variable speed ratio forcible changing means 96 to attain the change gear ratio γ max at the variable speed side prior to the re-starting. Further as the power is not transmitted by the belt-type continuously variable transmission 18 when the variable speed ratio γ is forcibly changed to the speed reduced side, its sliding speed is lowered, and the abrasion on its frictional face can be properly prevented.

Also published as:

-  JP3750523 (B2)
-  EP1215419 (A2)
-  EP1215419 (A3)
-  EP1215419 (B1)
-  US2002072441 (A1)

FIG. 1



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

(51) Int.Cl.⁷
F 16 H 61/02
9/00
// F 16 H 59:08
59:14
59:38

識別記号

F I
F 16 H 61/02
9/00
59:08
59:14
59:38

ヤーマト⁷ (参考)
3 J 5 5 2

審査請求 未請求 済請求項の数 6 O.L. (全 13 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願2000-377367(P2000-377367)

(22)出願日 平成12年12月12日 (2000.12.12)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 井上 大輔

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(73)発明者 背谷 正美

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74)代理人 100085361

弁理士 池田 治幸

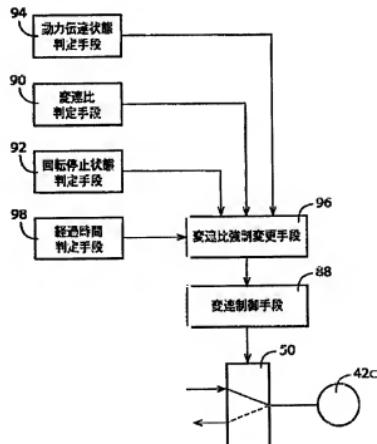
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車両用無段変速機の変速制御装置

(57)【要約】

【課題】 再発進に先立って最減速側の変速比が得られ且つ回転要素の摩擦面に摩耗を生じさせることを防止する車両用無段変速機の変速制御装置を提供する。

【解決手段】 変速比判定手段90によりベルト式無段変速機18の変速比 γ が最減速状態でないと判定され且つ回転停止状態判定手段92によりそのベルト式無段変速機18の可変アーリ42、46の回転が停止していると判定されている状態において、動力伝達状態判定手段94によりそのベルト式無段変速機18が動力を伝達していない状態であると判定されていることを条件として、変速比強制変更手段96によりそのベルト式無段変速機18の変速比 γ が強制的に減速側へ変更されるので、再発進に先立って最減速側の変速比 γ_{max} が得られる。また、変速比 γ が強制的に減速側へ変更されるときにはベルト式無段変速機18が動力を伝達していないので、その摺動速度が下がりその摩擦面における摩耗が好適に防止される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機の回転を無段階に変速して駆動輪へ伝達する無段変速機構を備えた車両用無段変速機の変速制御装置であって、

前記無段変速機構が動力を伝達していない状態であるか否かを判定する動力伝達状態判定手段と、

前記無段変速機構の変速比が最減速状態であるか否かを判定する変速比判定手段と、

前記無段変速機構の回転要素が停止している状態であるか否かを判定する回転停止状態判定手段と、

前記無段変速機構の変速比が最減速状態でなく且つ該無段変速機構の回転要素が停止している状態において、該無段変速機構が動力を伝達していない状態であることを条件として、該無段変速機構の変速比を強制的に減速側へ変更する変速比強制変更手段と、含むことを特徴とする車両用無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】 車両の走行速度範囲を切り換えるために運転者により操作されるシフト操作装置が設けられ、前記動力伝達状態判定手段は、該シフト操作装置が走行位置から非走行位置へ操作されてから所定時間に経過したに基づいて前記無段変速機構が動力を伝達していない状態であることを判定するものである請求項1の車両用無段変速機の変速制御装置。

【請求項3】 前記動力伝達状態判定手段は、前記無段変速機構の入力トルクが零であることを基づいて前記無段変速機構が動力を伝達していない状態であることを判定するものである請求項1の車両用無段変速機の変速制御装置。

【請求項4】 前記変速比強制変更手段は、前記無段変速機構の変速比を強制的に減速側へ変更する作動を開始してから所定時間が経過すると該作動を終了させるものである請求項1乃至3のいずれかの車両用無段変速機の変速制御装置。

【請求項5】 前記所定時間は、予め定められた関係から前記無段変速機構の実際の作動油温度に基づいて決定されるものである請求項4の車両用無段変速機の変速制御装置。

【請求項6】 前記所定時間は、予め定められた関係から前記無段変速機構の前記変速比強制変更手段による強制的な変速比の変更開始時点の変速比に基づいて決定されるものである請求項4または5の車両用無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用無段変速機の変速制御装置の改良に関し、特に車両の再発進に先立つて無段変速機構の変速比を確実に最減速側とする技術に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両用無段変速機においては、通常、車

両の停止に際してその変速比を最減速側の値とする変速制御が行われるが、登坂路における車両の急停止時などのように、無段変速機構の変速比が最減速側の値となる前に車両が停止させられる場合がある。車両用無段変速機はその回転要素の回転が停止すると変速比を変化させることができ難いので、車両の再発進時には最減速側の値ではない変速比により駆動力が十分に得られず、再発進が困難となるおそれがある。

【0003】これに対し、無段変速機構の変速比が最減速状態とならないで車両が停止した場合には、その無段変速機構の各回転要素の回転が開始する前であってもしなお各回転要素が停止していても、無段変速機構の変速比を強制的に減速側へ変速させ、これにより再発進時に十分な駆動力得られるようにした変速制御装置が提案されている。たとえば、特開平3-292452号公報に記載された無段変速機の変速制御装置がそれである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の無段変速機の変速制御装置によれば、再発進において無段変速機の動力が掛かっているときに強制的にその変速比が最減速側へ変速させられるので、回転要素の摩擦面には動力伝達方向のすべりが発生し、それが回転要素の摩擦面に摩擦を生じさせることになるという問題があった。

【0005】本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、再発進に先立つて最減速側の変速比が得られ且つ回転要素の摩擦面に摩耗を生じさせることを防止する車両用無段変速機の変速制御装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、原動機の回転を無段階に変速して駆動輪へ伝達する無段変速機構を備えた車両用無段変速機の変速制御装置であって、(a) 前記無段変速機構が動力を伝達していない状態であるか否かを判定する動力伝達状態判定手段と、(b) 前記無段変速機の変速比が最減速状態であるか否かを判定する変速比判定手段と、(c) 前記無段変速機構の回転要素が停止している状態であるか否かを判定する回転停止状態判定手段と、(d) 前記無段変速機構の変速比が最減速状態でなく且つその無段変速機構の回転要素が停止している状態において、その無段変速機構が動力を伝達していない状態であることを条件として、その無段変速機構の変速比を強制的に減速側へ変更する変速比強制変更手段とを、含むことにある。

【0007】

【発明の効果】このようにすれば、前記変速比判定手段により無段変速機構の変速比が最減速状態でないと判定され且つ回転停止状態判定手段によりその無段変速機の回転要素が停止していると判定されている状態において

て、動力伝達状態判定手段によりその無段変速機構が動力を伝達していない状態であると判定されていることを条件として、変速比強制変更手段によりその無段変速機構の変速比が強制的に減速側へ変更されるので、再発進に先立って最減速側の変速比が得られる。また、その変速比強制変更手段により無段変速機構の変速比を強制的に減速側へ変更する動作は無段変速機構が動力を伝達していない状態において行われることから、回転要素において動力伝達方向である周方向の摺動が防止され、その径方向の摺動のみとなるので、摺動速度が下がり回転要素の摩擦面における摩耗が好適に防止される。

【0008】

【発明の他の態様】ここで、好適には、車両の走行速度範囲を切り換えるために運転者により操作されるシフト操作装置が設けられ、前記動力伝達状態判定手段は、そのシフト操作装置が走行位置から非走行位置へ操作されてから所定時間を経過したことに基づいて前記無段変速機構が動力を伝達していない状態であることを判定するものである。このようにすれば、シフト操作装置が走行位置から非走行位置へ操作されることによって動力伝達経路が開放されるので、確実に無段変速機構が動力を伝達していない状態であることが判定される。

【0009】また、好適には、前記動力伝達状態判定手段は、前記無段変速機構の入力トルクが零であることに基づいて前記無段変速機構が動力を伝達していない状態であることを判定するものである。このようにすれば、たとえば充電のためのジェネレータやエヤコンなどの補機がエンジンによって回転駆動されることによりエンジンの出力トルクと同等のトルクが補機により消費されているような期間においても、無段変速機構が動力を伝達していない状態であると判定され、変速比を最減速側へ強制的に変更する作動が行われる利点がある。

【0010】また、好適には、前記変速比強制変更手段は、前記無段変速機構の変速比を強制的に減速側へ変更する作動を開始してから所定時間が経過するとその作動を終了させるものである。このようにすれば、無段変速機構の変速比を強制的に最減速側へ変化させる作動が必要以上に実行されることが好適に防止される。

【0011】また、好適には、上記所定時間は、予め定められた関係から前記無段変速機構の実際の作動油温度に基づいて決定される。たとえば、作動油温度が高くなるほど所定時間が小さくなるように予め定められた関係から、無段変速機構の実際の作動油温度に基づいて決定される。このようにすれば、作動油の粘性の変化に拘らず必要かつ十分な時間だけ無段変速機構の変速比を強制的に最減速側へ変化させる作動が実行される。

【0012】また、好適には、上記所定時間は、予め定められた関係から前記無段変速機構の前記変速比強制変更手段による強制的な変速比の変更の開始時点の変速比に基づいて決定される。たとえば、強制的な変速比の変

更の開始時点の変速比が大きくなるほど所定時間が小さくなるように予め求められた関係から、実際の強制的な変速比の変更の開始時点の変速比に基づいて決定される。このようにすれば、強制的な変速比の変更の開始時点の変速比に拘らず必要かつ十分な時間だけ無段変速機構の変速比を強制的に最減速側へ変化させる作動が実行される。

【0013】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0014】図1は、本発明の一実施例の制御装置が適用された車両用ベルト式無段変速機18を含む動力伝達装置10の骨子図である。この動力伝達装置10はたとえば横置き型FF (フロントエンジン・フロントドライブ) 駆動車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源として用いられる内燃機関であるエンジン12を備えている。エンジン12の出力は、トルクコンバータ14から前後切換装置16、ベルト式無段変速機(CVT)18、減速車両20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配されるようになっている。上記ベルト式無段変速機18は、エンジン12から左右の駆動輪(たとえば前輪)24L、24Rへ至る動力伝達経路に設けられている。

【0015】上記トルクコンバータ14は、エンジン12のクラクション軸に連結されたポンプ翼車14P、およびタービン軸34を介して前後切換装置16に連結されたタービン翼車14Tと、一方向クラッチを介して非回転部材に回転可能に支持された固定翼車14Fとを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車14Pおよびタービン翼車14Tの間には、それ等を一体的に連結して相互に一体回転させることができるようにするためのロックアッフルクラッチ(直結クラッチ)26が設けられている。

【0016】上記前後切換装置16は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置によって構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ16sに連結され、ベルト式無段変速機18の入力軸36はキャリア16cに連結されている。そして、キャリア16cとサンギヤ16sとの間に配設された前進クラッチ38が係合させられると、前後切換装置16は一体回転させられてタービン軸34が入力軸36に直結され、前進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。また、リングギヤ16rとハウジングとの間に配設された後進ブレーキ40が係合させられるとともに上記前進クラッチ38が開放されると、入力軸36はタービン軸34にに対して逆回転させられ、後進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。

【0017】前記ベルト式無段変速機18は、上記入力軸36に設けられた有効径が可変の入力側可変ブリ42と、出力軸44に設けられた有効径が可変の出力側可

変ブーリ46と、それ等の可変ブーリ42、46のV溝に巻き掛けられた伝動ベルト48とを備えており、動力伝達部材として機能する伝動ベルト48と可変ブーリ42、46のV溝の内壁面との間の摩擦力を介して動力伝達が行われるようになっている。可変ブーリ42、46は、それぞれのV溝幅すなわち伝動ベルト48の掛かり径を変更するための入力側油圧シリング（アクチュエータ）42cおよび出力側油圧シリング（アクチュエータ）46cを備えて構成されており、入力側可変ブーリ42の油圧シリング42cに供給或いはそれから排出される作動油の流量が油圧制御回路52内の変速制御弁装置50（図4参照）によって制御されることにより、両可変ブーリ42、46のV溝幅が変化して伝動ベルト48の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 τ （=入力側回転速度 N_{in} ／出力側回転速度 N_{out} ）が連続的に変化させられるようになっている。上記1対の可変ブーリ42、46およびそれに巻き掛けられた伝動ベルト48は無段変速機構に対応し、その可変ブーリ42、46は無段変速機構の回転要素に対応し、伝動ベルト48は回転要素に摩擦接触して動力を伝達する動力伝達部材に対応している。

【0018】また、出力側可変ブーリ46の油圧シリング46c内の油圧 P_b は、可変ブーリ46の伝動ベルト48に対する挾圧力および伝動ベルト48の張力にそれぞれ対応するものであって、伝動ベルト48の張力すなわち伝動ベルト48の両可変ブーリ42、46のV溝内壁面に対する押圧力に密接に関係しているので、ベルト張力制御圧、ベルト挾圧力制御圧、ベルト押圧力制御圧とも称され得るものであり、伝動ベルト48が滑りを生じないように、油圧制御回路52内の挾圧力制御弁60により調圧されるようになっている。

【0019】図2は、ベルト式無段変速機18の構成を説明するためにその一部を切り欠いて示している。入力側可変ブーリ42は、入力軸36に固定された固定回転体42fと、その固定回転体42fとの間にV溝を形成する状態で入力軸36に軸方向の移動可能且つ軸まわりの相対回転不能に取付られた可動回転体42vと、入力軸36に固定されてその可動回転体42vと摺動可能に嵌合するシリングボデー42bとから構成されており、ピストンとして機能する可動回転体42vおよびシリングボデー42bにより前記油圧シリング42cが構成されている。また、出力側可変ブーリ46は、出力軸44に固定された固定回転体46fと、その固定回転体46fとの間にV溝を形成する状態で出力軸44に軸方向の移動可能且つ軸まわりの相対回転不能に取付られた可動回転体46vと、出力軸44に固定されてその可動回転体46vと摺動可能に嵌合するシリングボデー46bとから構成されており、ピストンとして機能する可動回転体46vおよびシリングボデー46bにより前記油圧シリング42cが構成されている。これら油圧シリング4

2cおよび46cは、その摺動部分に作動油の漏出を防止するためのシール部材47が設けられているにも拘らず、多少の作動油の漏れが発生するようになっている。

【0020】図3および図4は上記油圧制御回路52の一例を示す図であって、図3はベルト張力制御圧の調圧作動に関連する回路、図4は変速比制御に関連する回路をそれぞれ示している。図3において、オイルタンク54に溜められた作動油は、エンジン12により駆動される油圧ポンプ54により圧送され、図示しないライン圧調圧弁によりライン圧 P_L に調圧された後、リニアソレノイド弁58および挾圧力制御弁60に元圧として供給される。リニアソレノイド弁58は、電子制御装置6（図5参照）からの励磁電流が連続的に制御されることにより、油圧ポンプ54から供給された作動油の油圧から、その励磁電流に対応した大きさの制御圧 P_s を発生させて挾圧力制御弁60に供給する。挾圧力制御弁60は、制御圧 P_s が高くなるに従って上昇させられる油圧 P_b を発生させ、出力側可変ブーリ46の油圧シリング46cに供給することにより、伝動ベルト48が滑りを生じない範囲で可及的にその伝動ベルト48に対する挾圧力を無段変速機の回転要素に対応し、伝動ベルト48は回転要素に摩擦接触して動力を伝達する動力伝達部材に対応している。

【0021】リニアソレノイド弁58には、カットバック弁62のON時にそれから出力される制御圧 P_s が供給される油室58aが設けられる一方、カットバック弁62のOFF時には、その油室58aへの制御圧 P_s の供給が遮断され油室58aが大気に開放されるようになっており、カットバック弁62のオフ時にはオフよりも制御圧 P_s の特性が低圧側へ切り換えるようになっている。上記カットバック弁62は、前記トルクコンバータ14のロックアップクラッチ26のON（係合）時に、図示しない電磁弁から信号圧 P_{on} が供給されることによりONに切り換えるようになっている。

【0022】図4において、前記変速制御弁装置50は、前記ライン圧 P_L の作動油を専ら入力側可変ブーリ42の油圧シリング42cへ供給し且つその作動油流量を制御することによりアップ方向の変速速度を制御するアップ変速制御弁50_u、およびその油圧シリング42cから排出される作動油の流量を制御することによりダウン方向の変速速度を制御するダウン変速制御弁50_dから構成されている。このアップ変速制御弁50_uは、ライン圧 P_L を導くライン油路と入力側油圧シリング42cとの間を開閉するスプール弁子50_{uv}と、そのスプール弁子50_{uv}を閉鎖方向に付すするスプリング50_uと、アップ側電磁弁64_uから出力される制御圧を導く制御油室50_uとを備えている。また、ダウン変速制御弁50_dは、ドレン油路Dと入力側油圧シリング42cとの間を開閉するスプール弁子50_{dv}と、そのスプ

ル弁子 50_{b} を閉じ方向に付勢するスプリング 50_{o} と、ダウント側電磁弁 64_{u} から出力される制御圧を導く制御油室 50_{o} とを備えている。上記アップ側電磁弁 64_{u} およびダウント側電磁弁 64_{d} は、電子制御装置 6 によってデューティ駆動されることにより連続的に変化する制御圧を制御油室 50_{u} および制御油室 50_{d} へ供給し、ベルト式無段変速機 1 の変速比 γ をアップ側およびダウント側へ連続的に変化させる。なお、上記ダウント側電磁弁 50_{b} には、そのスプール弁子 50_{b} の閉位置においてライン油路と入力側油圧シリング 42_{c} との間を僅かな流通断面積の流通路 61 が形成されるようになっており、上記アップ側電磁弁 50_{u} およびダウント側電磁弁 50_{d} が共に閉鎖状態であるときには、変速比 γ を変化させないために、ライン油路から絞り 63 、一方弁 65 、上記流通路 61 を通して作動油が僅かに供給されるようになっている。前記入力側油圧シリング 42_{c} および出力側油圧シリング 46_{c} は、その回転軸に対して偏った荷重が加えられることなどにより、シール部材 47 が滑動部分に設けられているにも拘らず作動油の僅かな漏れが存在するからである。

【0023】図5の電子制御装置 6 には、シフト操作装置として機能するシフトレバー 67 の操作位置を検出する操作位置検出センサ 68 からの操作位置 P_{SH} を表す信号、イグニシヨンキーにより操作されるイグニシヨンスイッチ 69 からのイグニシヨンキーのオン操作を表す信号、スロットル弁 70 の開度を変化させるアクセルペダル 71 の開度 θ_{ACC} を検出するアクセル操作量センサ 72 からのアクセル開度 θ_{ACC} を表す信号、エンジン 1 の回転速度 N_{g} を検出するエンジン回転速度センサ 73 からの回転速度 N_{g} を表す信号、車速 V （具体的には出力軸 44 の回転速度 N_{out} ）を検出する車速センサ（出力側回転速度センサ） 74 からの車速 V を表す信号、入力軸 36 の入力軸回転速度 N_{IN} を検出する入力側回転速度センサ 76 からの入力軸回転速度 N_{IN} を表す信号、動力伝達装置 10 すなわちベルト式無段変速機 18 内の作動油温度 T_{OIL} を検出する油温センサ 78 からの作動油温度 T_{OIL} を表す信号、出力側可変ブリ 46 の油圧シリング 46_{c} の内圧 P_{g} すなわち実際のベルト挟圧力制御圧 P_{g} を検出する圧力センサ 80 からのその油圧 P_{g} を表す信号がそれぞれ供給されるようになっている。

【0024】上記電子制御装置 6 は、CPU、ROM、RAM、入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用してROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより、上記無段変速機 18 の変速制御や挟圧力制御を行うものである。具体的には、変速制御では、たとえば図6に示す予め記憶された関係（マップ）から実際の運転者の要求出力を表すアクセル操作量すなわちアクセル開度 θ_{ACC}

（%）および車速 V （出力側回転速度 N_{out} に対応）に基づいて目標回転速度 N_{IN^*} を算出し、実際の入力側回転速度 N_{IN} がその目標回転速度 N_{IN^*} と一致するよう、変速制御弁 50 を作動させることにより、入力側可変ブリ 42 の油圧シリング 42_{c} 内へ供給される作動油あるいはその油圧シリング 42_{c} 内から排出される作動油の流量を制御する。上記図6は、エンジン 1 をその出力および燃費が最適となる最適曲線に沿って作動させるための目標回転速度 N_{IN^*} を決定するために予め求められた関係であって、その γ_{max} は最大変速比で、 γ_{min} は最小変速比である。図6から明らかなように、上記電子制御装置 6 による変速制御により、車両の停止直前には無段変速機 18 の変速比が再発進に備えて最大変速比 γ_{max} とされる。

【0025】また、上記電子制御装置 6 は、ベルト挟圧力制御では、必要かつ十分な必要油圧（理想的なベルト挟圧力に対応する目標油圧）を得るために予め定められた図示しない関係（マップ）からベルト式無段変速機 18 の実際の入力トルク T_{IN} あるいは伝達トルクに対応するアクセル操作量 θ_{ACC} および実際の変速比 γ に基づいてベルト挟圧力制御圧（目標値）を算出し、そのベルト挟圧力制御圧が得られるように油圧制御回路 52 内の挟圧力制御弁 60 に調圧させる。この挟圧力制御により、アクセルペダルの非操作時においては伝達すべきトルクが極めて小さい（略零）ので、上記ベルト挟圧力制御圧は最低値とされる。

【0026】図7は、上記電子制御装置 6 の制御機能の要節すなわち変速比制御を説明する機能ブロック線図である。図7において、変速制御手段 8 は、車両の走行中において、たとえば図6に示す予め記憶された関係（マップ）から実際のアクセル開度 θ_{ACC} （%）および車速 V （出力側回転速度 N_{out} に対応）に基づいて目標回転速度 N_{IN^*} を算出し、実際の入力側回転速度 N_{IN} がその目標回転速度 N_{IN^*} と一致するよう実際の変速制御弁装置 50 のアップ変速制御弁 50_{u} （アップ側電磁弁 64_{u} ）あるいはダウント変速制御弁 50_{d} （ダウント側電磁弁 64_{d} ）の駆動デューティ比 D （%）を決定してその駆動デューティ比 D で作動させるフィードバック制御を実行することにより、入力側可変ブリ 42 の油圧シリング 42_{c} 内へ供給される作動油あるいはその入力側油圧シリング 42_{c} 内から排出される作動油の流量を制御する。上記駆動デューティ比 D とベルト式無段変速機 18 の変速速度とはたとえば図8に示す関係にある。

【0027】変速比判定手段 9 は、ベルト式無段変速機 18 の変速比 γ が最減速状態であるか否かを、たとえばそのベルト式無段変速機 18 の実際の変速比 γ （ $= N_{\text{IN}} / N_{\text{out}}$ ）が予め最大変速比 γ_{max} 付近に定められた判定値 γ_A よりも小さいことに基づいて判定する。回転停止状態判定手段 9 は、ベルト式無段変速機 18 の可変ブリ 42 、 46 の回転が停止している状態であるか

否かを、たとえば実際の入力軸回転速度 N_{IN} が零付近に予め設定された判定値 N_s よりも低いことに基づいて判定する。動力伝達状態判定手段 9 4 は、ベルト式無段変速機 1 8 が動力を伝達していない状態であるか否かを、たとえばシフトレバー 6 7 の操作位置が D 位置、B 位置、R 位置などの走行位置から P 位置、N 位置などの非走行位置へ操作されてから所定時間 t_c を経過したことに基づいて、或いはベルト式無段変速機 1 8 の入力トルク T_{IN} の推定値が予め零付近に定められた判定値 T_c 以下となったか否かに基づいて判定する。このシフトレバー 6 7 が P 位置或いは N 位置に操作されると、前進クラッチ 3 8 より後進ブレーキ 4 0 が開放されて動力伝達経路が遮断されるので、ベルト式無段変速機 1 8 が動力を伝達していない状態（無負荷状態）となるからである。

【0028】変速比強制変更手段 9 6 は、変速比判定手段 9 0 によりベルト式無段変速機 1 8 の変速比 γ が最減速状態であると判定され且つ回転停止状態判定手段 9 2 によりベルト式無段変速機 1 8 の可変アーリ 4 2、4 6 の回転が停止している状態であると判定されている状態において、上記動力伝達状態判定手段 9 4 によりベルト式無段変速機 1 8 が動力を伝達していない状態であると判定されたという強制ダウン変速条件の成立を契機として、変速制御弁装置 5 0 のダウン変速制御弁 5 0 $_D$ を全開として入力側油圧シリング 4 2 c 内の作動油を排出させることにより、ベルト式無段変速機 1 8 の変速比 γ を強制的に減速側へ向かって変更させる。経過時間判定手段 9 8 は、上記強制ダウン変速条件の成立或いは上記変速比強制変更手段 9 6 による強制ダウン変速の開始からの経過時間 t_{EL} が予め設定された経過時間判定値 t_s を経過したか否かを判定する。上記変速比強制変更手段 9 6 は、この経過時間判定手段 9 8 により経過時間 t_{EL} が経過時間判定値 t_s を経過したと判定されるまでは強制的ダウン変速を継続するが、経過時間 t_{EL} が経過時間判定値 t_s を経過したと判定されるとその強制的ダウン変速を中止或いは終了する。

【0029】図 9 は、電子制御装置 6 6 の制御作動の要部、すなわち強制ダウン変速制御を説明するフローチャートであって、所定のサイクルタイムたとえば數十 m 秒の周期で繰り返し実行されるものである。図 9において、前記変速比判定手段 9 0 に対応するステップ（以下、ステップを省略する）SA 1 では、ベルト式無段変速機 1 8 の実際の変速比 γ が予め設定された判定値 γ_s より小さいか否かが判断される。この SA 1 の判断が肯定される場合は、前記回転停止状態判定手段 9 2 に対応する SA 2 において、可変アーリ 4 2、4 6 の回転が停止している状態であるか否かが、入力軸回転速度 N_{IN} が予め設定された判定値 N_s よりも低いことに基づいて判断される。この SA 2 の判断が肯定される場合は、前記動力伝達状態判定手段 9 4 に対応する SA 3 において、

ベルト式無段変速機 1 8 が動力伝達状態でないか否かが、シフトレバー 6 7 が D 位置、B 位置、R 位置の走行位置から P 位置或いは N 位置の非走行位置へ操作されてから所定の判定時間 t_c 秒経過したことに基づいて判断される。この判定時間 t_c は、シフトレバー 6 7 に連結する回路しないマニア弁の切換による前進クラッチ 3 8 より後進ブレーキ 4 0 の開放までの遅れ時間に応する値であって、ベルト式無段変速機 1 8 が確実に動力伝達状態でないことを判定するための値である。この判定時間 t_c は、ベルト式無段変速機 1 8 の作動油の粘度の影響を除去するために、好適には、たとえば図 10 に示す予め求められた関係から実際の作動油温度 T_{OIL} に基づいて、作動油温度 T_{OIL} が低くなるほど大きくなるように決定される。

【0030】上記 SA 3 の判断が肯定される場合は、前記経過時間判定手段 9 8 に対応する SA 4 において、SA 3 の判断が肯定されてからの経過時間すなわち強制ダウン変速条件の成立或いは後述の SA 6 による強制ダウン変速の開始からの経過時間 t_{EL} が予め設定された経過時間判定値 t_s を経過したか否かが判断される。この経過時間判定値 t_s は、強制的ダウン変速を必要且つ十分な期間内に制限するための 2 秒程度の値であり、このベルト式無段変速機 1 8 の作動油の粘度の影響を除去するために予め求められた図 1 1 に示す予め記憶された関係から実際の作動油温度 T_{OIL} に基づいて、作動油温度 T_{OIL} が低くなるほど大きくなるように決定される。また、上記経過時間判定値 t_s は、強制的ダウン変速を必要且つ十分な期間内に制限するため、強制ダウン変速開始時の変速比 γ_s が大きくなるほど経過時間判定値 t_s を小さくするように求められた図 1 2 に示す予め記憶された関係から実際の強制ダウン変速開始時の変速比 γ_s に基づいて決定される。上記経過時間判定値 t_s は、その経過時間判定値 t_s と作動油温度 T_{OIL} と強制ダウン変速開始時の変速比 γ_s との三次元の関係から実際の作動油温度 T_{OIL} やり強制ダウン変速開始時の変速比 γ_s に基づいて決定されてもよい。

【0031】上記 SA 4 の判断が否定される場合は、前記変速比強制変更手段 9 6 に対応する SA 6 において、変速制御弁装置 5 0 のダウン変速制御弁 5 0 $_D$ が全開とされて入力側油圧シリング 4 2 c 内の作動油が排出せられることにより、ベルト式無段変速機 1 8 の変速比 γ が強制的に減速側へ向かって変更せられる。しかし、上記 SA 4 の判断が肯定される場合は、前記変速比強制変更手段 9 6 に対応する SA 5 において、上記変速比 γ を強制的に減速側へ向かって変更させる強制ダウン変速作動が中止或いは終了させられる。

【0032】上記のように、本実施例の変速制御装置によれば、変速比判定手段 9 0 (SA 1) によりベルト式無段変速機 1 8 の変速比 γ が最減速状態でないと判定され且つ回転停止状態判定手段 9 2 (SA 2) によりその

ベルト式無段変速機18の可変ブリーリ(回転要素)42、46の回転が停止していると判定されている状態において、動力伝達状態判定手段94(SA3)によりそのベルト式無段変速機18が動力を伝達していない状態であると判定されていることを条件として、変速比強制変更手段96(SA4)によりそのベルト式無段変速機18の変速比 γ が強制的に減速側へ変更されるので、再発進に先立って最減速側の変速比 γ_{min} が得られる。また、上記変速比強制変更手段96によりベルト式無段変速機18の変速比 γ を強制的に減速側へ変更する動作はベルト式無段変速機18が動力を伝達していない状態において行われることから、可変ブリーリ42、46の摩擦面(▼内面壁)において動力伝達方向である周方向の滑動が防止され、その径方向の滑動のみとなるので滑動速度が下がり、その摩擦面における摩耗が好適に防止される。

【0033】また、本実施例によれば、車両の走行速度範囲を切り換えるために運転者により操作されるシフトレバー67が設けられ、動力伝達状態判定手段94は、そのシフトレバー67が走行位置から非走行位置へ操作されてから所定時間 t_c を経過したことに基づいてベルト式無段変速機18が動力を伝達していない状態であることを判定するものであることから、シフトレバー67が走行位置から非走行位置へ操作されることによって、動力伝達経路が開放されるので、確実にベルト式無段変速機18が動力を伝達していない状態であることが判定される。

【0034】また、本実施例によれば、変速比強制変更手段96は、ベルト式無段変速機18の変速比 γ を強制的に減速側へ変更する作動を開始してから所定時間 t_c が経過するとその作動を終了させるものであるので、ベルト式無段変速機18の変速比 γ を強制的に最減速側へ変化させる作動が必要以上に実行されることが好適に防止される。

【0035】また、本実施例によれば、上記所定時間 t_c は、たとえば図11に示すような作動油温度 T_{oil} が高くなるほど所定時間 t_c が小さくなるように予め求められた関係からベルト式無段変速機18の実際の作動油温度 T_{oil} に基づいて決定されるので、温度変化に伴う作動油の粘性の変化に拘らず必要かつ十分な時間だけベルト式無段変速機18の変速比 γ を強制的に最減速側へ変化させる作動が実行される。

【0036】また、本実施例によれば、上記所定時間 t_c は、強制的な変速比の変更の開始時点の変速比が大きくなるほど所定時間が小さくなるように予め求められた図12の関係から、変速比強制変更手段96による強制的な変速比の変更の開始時点の変速比 γ に基づいて決定されるので、その強制的なダウントラクションの開始時点の変速比 γ に拘らず必要かつ十分な時間だけベルト式無段変速機18の変速比 γ を強制的に最減速側へ変化させる

作動が実行される。

【0037】次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の説明において前述の実施例と共に通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

【0038】図13は、電子制御装置6による強制ダウントラクションの他の例を説明するフローチャートである。前記変速比強制変更手段90に対応するSB1では、前記SA1と同様に、ベルト式無段変速機18の実際の変速比 γ が予め設定された判定値 γ_d より小さいか否かが判断される。このSB1の判断が肯定される場合は、前記回転停止状態判定手段92に対応するSB2において、前記SB2と同様に、可変ブリーリ42、46の回転が停止している状態であるか否かが、入力軸回転速度 N_{IN} が予め設定された判定値 N_d よりも低いことに基づいて判断される。このSB2の判断が肯定される場合は、前記動力伝達状態判定手段94に対応するSB3において、ベルト式無段変速機18が動力伝達状態でないか否かが、その入力軸トルク T_{IN} の推定値が予め零付近に定められた判断基準値 T_c 以下であるか否かに基づいて判断される。この入力軸トルク T_{IN} の推定値は、たとえばエンジン12を制御するエンジン用電子制御装置への出力指令値、或いはその出力指令値から補機の駆動トルクを差し引いた値に基づいて算出される。

【0039】上記SB3の判断が肯定される場合は、前記経過時間判定手段98に対応するSB4において、SB3の判断が肯定されてからの経過時間 t_{el} が予め設定された経過時間判定値 t_d を経過したか否かが判断される。この経過時間判定値 t_d は、強制的なダウントラクションを必要且つ十分な期間内に制限するための2秒程度の値であり、予め求められた図11および/または図12に示す予め記憶された関係から前述と同様にして決定される。上記SB4の判断が否定される場合は、前記変速比強制変更手段96に対応するSB6において、変速制御弁装置50のダウントラクション弁50aが全開とされて入力側油圧シリンダ42c内の作動油が排出させられることにより、ベルト式無段変速機18の変速比 γ が強制的に減速側へ向かって変更される。しかし、上記SB4の判断が肯定される場合は、前記変速比強制変更手段96に対応するSB5において、上記変速比 γ を強制的に減速側へ向かって変更させる強制ダウントラクション作動が中止或いは終了せられる。

【0040】本実施例の変速制御装置によれば、前述の実施例と同様の効果が得られるのに加えて、動力伝達状態判定手段94(SB3)は、ベルト式無段変速機18の入力トルク T_{IN} が零であることに基づいてベルト式無段変速機18が動力を伝達していない状態であることを判定するものである。たとえば充電のためのジェネレータやエヤコンなどの補機がエンジンによって回転駆

動されることによりエンジンの出力トルクと同等のトルクが補機により消費されているような期間においても、ベルト式無段変速機 1G が力を伝達していない状態であると判定されて変速比 α を最減速側へ強制的に変更する作動が行われる利点がある。

【0041】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0042】たとえば、前述の実施例においては、伝動ベルト 4G が巻きかけられた 1 対の可変ブーリ 4, 46 を備えた所謂ベルト式無段変速機 1G が用いられているが、トロイダル型無段変速機などの他の形式の無段変速機にも本発明は適用される。要するに、回転要素の間に挾圧状態で介在させられた動力伝達部材のその回転要素の摩擦面に付する接触位置が変更されることにより変速比が無段階に変化させられる無段変速機であればよいのである。

【0043】また、前述の実施例では、原動機としてエンジン 12 を備えた車両が用いられていたが、たとえばハイブリッド車両などの電気自動車が用いられてもよい。すなわちモータ、モータジェネレータなどの電動機、或いはエンジン 12 および電動機が原動機として用いられるものであってもよい。

【0044】また、前述の実施例の変速比 α は入力側回転速度 N_{in} / 出力側回転速度 N_{out} として定義されているが、その逆数であっても差し支えない。

【0045】また、前述の電子制御装置 6 において、図9の強制ダウン変速制御と図13の強制ダウン変速制御とが同時に実施されるようにしてもよい。

【0046】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の制御装置が適用された車両用動力伝達装置の骨子図である。

【図2】図1のベルト式無段変速機の構成を詳しく説明するために一部を切り欠いた図である。

【図3】図1の車両用動力伝達装置におけるベルト式無

段変速機を制御するための油圧制御回路の要部を示す図であって、ベルト張力制御に関連する部分を示す図である。

【図4】図1の車両用動力伝達装置におけるベルト式無段変速機を制御するための油圧制御回路の要部を示す図であって、変速比制御に関連する部分を示す図である。

【図5】図1の実施例の制御装置の電気的構成を簡単に説明する図である。

【図6】図5の電子制御装置が実行する変速比制御において目標回転速度を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図7】図5の電子制御装置の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図1のベルト式無段変速機において、アップ変速制御弁或いはダウントラクション制御弁の駆動デューティ比 D と変速速度との関係を示す図である。

【図9】図5の電子制御装置の制御動作の要部を説明するフローチャートである。

【図10】図9のSA 3において判定時間 t_1 を作動油温度 T_{oil} に基づいて決定するために予め記憶された関係を示す図である。

【図11】図9のSA 4において経過時間判定値 t_2 を作動油温度 T_{oil} に基づいて決定するために予め記憶された関係を示す図である。

【図12】図9のSA 4において経過時間判定値 t_2 を強制ダウン変速開始時の変速比 α_s に基づいて決定するために予め記憶された関係を示す図である。

【図13】図5の電子制御装置の制御動作の他の例を説明するフローチャートである。

【符号の説明】

18: 車両用ベルト式無段変速機（無段変速機）

42, 46: 可変ブーリ（回転要素、無段変速機構）

48: 伝動ベルト（無段変速機構）

66: 電子制御装置

67: シフトレバー（シフト操作装置）

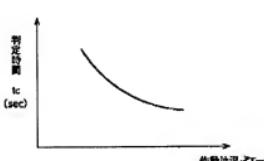
90: 変速比判定手段

92: 回転停止状態判定手段

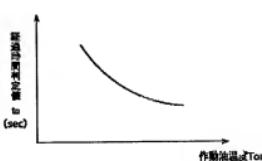
94: 動力伝達状態判定手段

96: 変速比強制変更手段

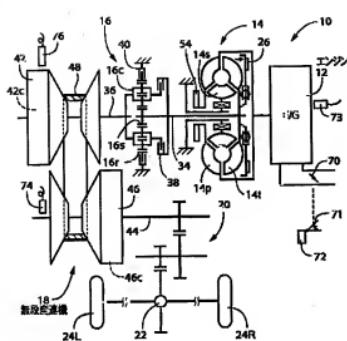
【図10】



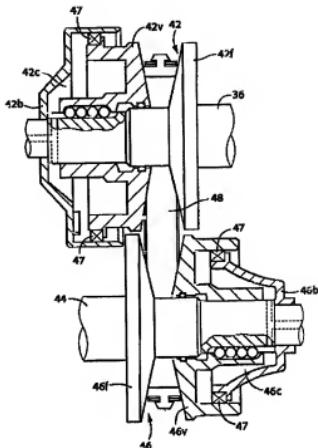
【図11】



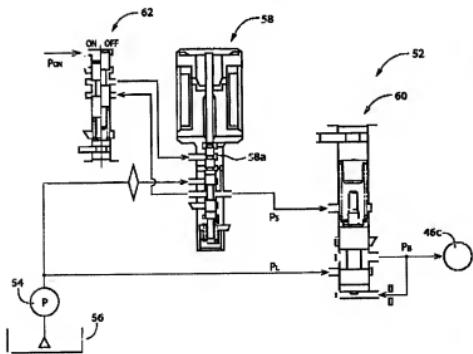
【図1】



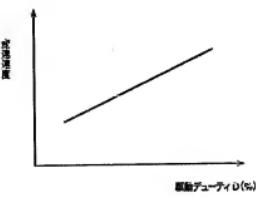
【図2】



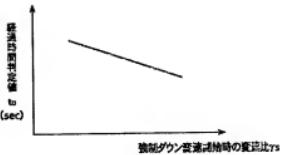
【图3】



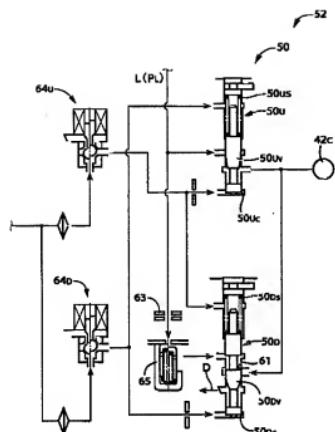
【図8】



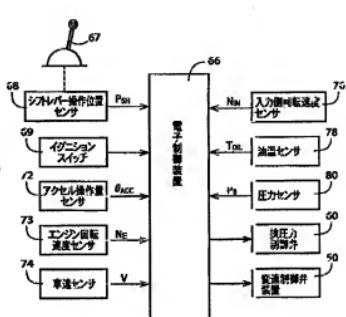
[图1.2]



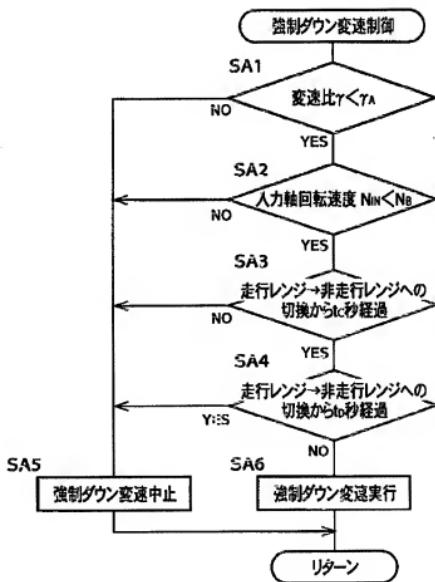
【図4】



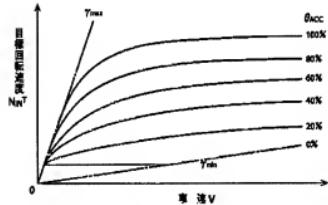
【図5】



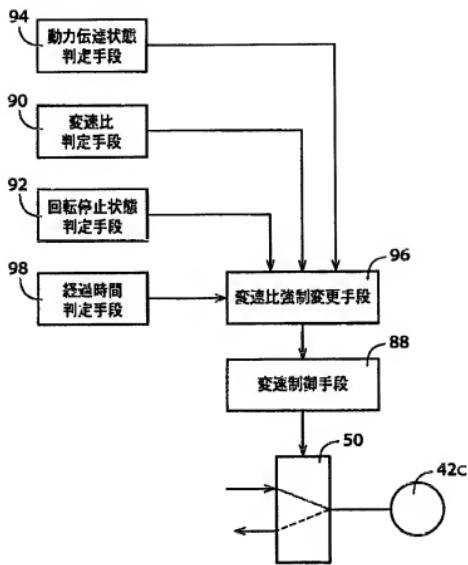
【図9】



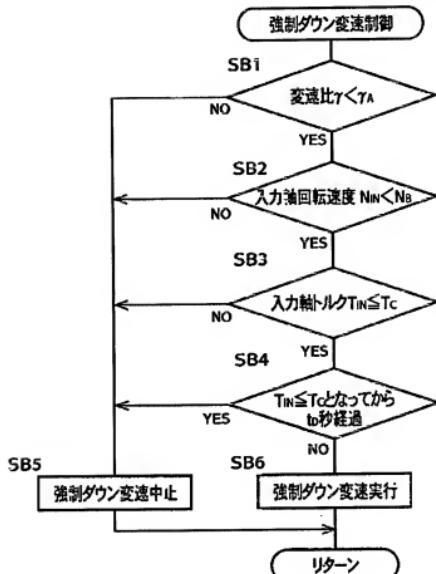
【図6】



【図7】



【図13】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	(参考)
F 1 6 H	59:70	F 1 6 H 59:70	
	59:72	59:72	
	63:06	63:06	
(72)発明者 安江 秀樹		(72)発明者 羽瀬 良司	
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動		愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動	
車株式会社内		車株式会社内	
(72)発明者 森沢 邦夫		(72)発明者 谷口 浩司	
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動		愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動	
車株式会社内		車株式会社内	
(72)発明者 河野 克己		(72)発明者 松尾 賢治	
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動		愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動	
車株式会社内		車株式会社内	
(72)発明者 田村 忠司			
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動			
車株式会社内			

F ターム(参考) 3J552 MA07 MA12 MA26 NA01 NB01
PA15 PA63 RB02 SA34 SB02
SB05 VA32W VA34W VA37W
VA48W VA62W VA63W VA65W
VA66W VA74W VA76W